

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou

**Design of Parameters of the Cogeneration Unit with Combustion
Turbine**

Student:

Jan Stachovec

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Stachovec**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **3907R009 Provoz energetických zařízení**
Téma: **Návrh parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou**
Design of Parameters of the Cogeneration Unit with Combustion Turbine
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te rešerši o kogeneračních jednotkách – typy, paliva, oblasti použití, výhody a nevýhody.
2. Navrhnete parametry kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo. Vstupním palivem je směs degazačního, koksárenského a zemního plynu o výhřevnosti 13 500 kJ/m³N a celkovém tepelném příkonu 1,8 MW.
3. Vypočtete parametry spalínového kotle.
4. Proved'te souhrn výsledných hodnot s vyvozením patřičných závěrů.

Seznam doporučené odborné literatury:

RÉDR, M., PŘÍHODA, M. *Základy tepelné techniky*. 1. vydání. SNTL, 1991. 680 s. ISBN 80-03-00366-0.
KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.
KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky - zřizování a provoz*. Praha: Gas, 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
SAZIMA, M., KMONÍČEK, V., SCHNELLER, J. *Teplo*. 1. vydání. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. 592 s. ISBN 80-03-00043-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Stanislav Honus, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....15.5.2017.....

.....Jan Šlachovec.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucí bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....

15.5.2017

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Stachovec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

M.Chasáka 3148, 738 01 Frýdek – Místek

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Stanislavu Honusovi za hodnotné informace, které mě inspirovaly k následnému zpracování bakalářské práce.

„Lidé se obávají neznáma. Jest pravda, že každé opuštění starého znamená nejistotu - skok do tmy. Avšak kdo chce pomoci sobě a jiným, musí opustit dobré, aby mohl vybojovat lepší. Nesmí držeti pevně vrabce v hrsti jen proto, že je lepší než holub na střeše. Bez odvahy ke změně není zlepšení, a tak není ani blahobytu!“

Tomáš Baťa

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

STACHOVEC, J. *Návrh parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 60 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Honus S., Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky se spalovací turbínou. Nejprve práce seznamuje s hlavními pojmy kogenerace, rozdělením kogeneračních jednotek podle typu poháněné jednotky, paliva, která mohou být použita a jejich využití v praxi. Následně je řešen, podle zadaných hodnot, výpočet vzduchového a plynového kompresoru, spalovací komory, spalovací turbíny a kotle. Dále se práce zabývá výpočtem parametrů spalínového kotle, kde je řešen výpočet přehříváče páry, výparníku a ekonomizéru. V závěru shrnuta účinnost navržené jednotky, kde se dá jednotka použít a jak se bude využívat vyrobené teplo.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

STACHOVEC, J. *Design of Parameters of the Cogeneration Unit with Combustion Turbine: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2017, 60p. Thesis head: doc. Ing. Honus S., Ph.D.

Bachelor thesis deals with design of parameters of the cogeneration unit with combustion. Firstly, it introduces major cogeneration terminology, cogeneration unit division based on a propeller unit type, various fuels used, and their application in practice. Secondly, it uses the given values and deals with calculations of air and gas compressor, combustion chamber, combustion turbine and combustion furnace. Thirdly, it includes of the flue gas boiler parameters calculations alongside steam superheater, evaporator and economizer calculations. In the end, the thesis summarizes efficiency of the designed unit, its application and generated heat usage.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod.....	13
2 Kogenerace.....	14
2.1 Elektrická energie a teplo	14
2.2 Princip kogenerace	14
3 Typy kogeneračních jednotek	16
3.1 Parní turbína	16
3.2 Spalovací turbína	18
3.3 Spalovací motor	19
3.4 Paroplynové zařízení	20
3.5 Stirlingův motor.....	22
3.6 Mikroturbína	22
3.7 Parní motor	23
3.8 Zařízení využívající palivové články.....	24
4 Paliva pro kogenerační jednotky	25
4.1 Typy paliva	25
4.1.1 Fosilní paliva	25
4.1.2 Biopaliva.....	25
4.1.3 Alternativní paliva	25
4.2 Druh paliva	26
4.2.1 Tuhá – pevná paliva.....	26
4.2.2 Kapalná paliva	26
4.2.3 Plynná paliva	27
4.3 Dostupnost paliva	27
5 Oblasti použití kogeneračních jednotek.....	28
5.1 Hotely a penziony	28
5.2 Nemocnice	28

5.3	Školy, internáty, vysokoškolské koleje	28
5.4	Administrativní budovy	28
5.5	Bazény, rekreační a sportovní střediska	28
5.6	Obchodní domy	29
5.7	Průmyslové podniky	29
5.8	Komunální výtopny	29
5.9	Čistírny odpadních vod.....	29
5.10	Zemědělské a lesnické provozy	29
6	Návrh parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo	30
6.1	Stechiometrický výpočet paliva.....	31
6.2	Výpočet vzduchového a plynového kompresoru.....	32
6.3	Výpočet spalovací turbíny	35
6.4	Výpočet spalínového kotle	38
7	Parametry spalínového kotle.....	40
7.1	Výpočet.....	41
7.2	Výpočet přehřívače páry	43
7.2.1	Přestup tepla na straně páry	45
7.2.2	Přestup tepla na straně spalin.....	46
7.3	Výpočet výparníků	49
7.3.1	Přestup tepla na straně parovodní směsi.....	51
7.3.2	Přestup tepla na straně spalin.....	51
7.4	Výpočet ekonomizéru.....	54
7.4.1	Přestup tepla na straně spalin.....	55
8	Závěr.....	58
	Seznam použité literatury	59
	Seznam obrázků, tabulek a grafů.....	60

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Název veličiny	Jednotka
CO	oxid uhelnatý	[%]
CO ₂	oxid uhličitý	[%]
H ₂	vodík	[%]
CH ₄	metan	[%]
N ₂	dusík	[%]
O ₂	kyslík	[%]
P ₃	tepelný výkon v odcházejících spalínách z kotle	[kW]
P _d	čistý elektrický výkon dodaný do sítě	[kW]
P _e	tepelný výkon ekonomizéru	[kW]
P _{elPK}	příkon plynového kompresoru	[kW]
P _g	výkon elektrického generátoru	[kW]
P _K	tepelný příkon kotle	[kW]
P _{pl}	výkon plynové turbíny	[kW]
P _{př}	tepelný výkon přehříváku	[kW]
P _{SPza-e}	teplo ve spalínách za ekonomizérem	[kW]
P _{SPza-př}	teplo ve spalínách za přehřívákem	[kW]
P _{SPza-v}	teplo ve spalínách za výparníkem	[kW]
P _t	tepelný výkon kotle	[kW]
P _v	tepelný výkon výparníku	[kW]
P _{vnK}	vnitřní příkon vzduchového kompresoru	[kW]
P _{vnST}	vnitřní příkon spalovací turbíny	[kW]
P _{z-př}	tepelná ztráta sáláním do okolí přehříváku	[kW]
P _{zs}	ztráta vzniklá vedením tepla z kotle do okolí	[kW]
Q _i	výhřevnost paliva	[kJ·m ⁻³]
T _{2K}	termodynamická teplota vzduchu na konci komprese	[K]
T _{1K}	termodynamická teplota na začátku komprese vzduchového kompresoru	[K]
T _{1PK}	termodynamická teplota na začátku komprese plynového kompresoru	[K]
T _{1ST}	termodynamická teplota spalin před turbínou	[K]
T _{2izK}	termodynamická teplota na konci izotermické komprese	[K]
T _{2izST}	termodynamická teplota na konci izoentropické expanze	[K]
T _{2-st}	termodynamická teplota na konci expanze za spalovací komorou	[K]
T _n	termodynamická normálová teplota	[K]
V _{sp}	skutečné množství spalin za turbínou	[m ³ ·s ⁻¹]
V _{CO2}	objem oxidu uhličitého	[m ³ _n ·m ⁻³ _n]
V _{N2}	objem dusíku	[m ³ _n ·m ⁻³ _n]
V _{O2}	objem kyslíku	[m ³ _n ·m ⁻³ _n]

V_{pl}	spotřeba plynu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
V_{sp-min}	minimální objem spalin	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$
V_{vzd}	celkové množství spalovacího vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$V_{vzd-min}$	minimální objem vzduchu	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$
V_{sp}	skutečné množství spalin	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
a	průřez kanálu spalínového kotle	$[m]$
a_{izK}	izotermická práce vzduchového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
a_{izPK}	měrná práce plynového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
a_{pl}	koeficient regresní funkce pro entalpii plynu	$[-]$
a_{vnk}	vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
a_{vnPK}	vnitřní měrná práce plynového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
a_{vnST}	vnitřní měrná práce spalovací turbíny	$[kJ \cdot m^{-3}]$
a_{vz}	koeficient regresní funkce pro entalpii vzduchu	$[-]$
b_{pl}	koeficient regresní funkce pro entalpii plynu	$[-]$
b_{vz}	koeficient regresní funkce pro entalpii vzduchu	$[-]$
c_d	pomocný koeficient pro stanovení součinitele přestupu tepla konvekcí	$[-]$
c_l	pomocný koeficient pro stanovení součinitele přestupu tepla konvekcí	$[-]$
c_p	měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_{psp}	měrná tepelná kapacita spalin	$[kJ \cdot m^3 \cdot K^{-1}]$
c_s	pomocný koeficient pro stanovení součinitele přestupu tepla konvekcí	$[-]$
c_{sp}	rychlost spalin	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
c_t	pomocný koeficient pro stanovení součinitele přestupu tepla konvekcí	$[-]$
c_z	pomocný koeficient pro stanovení součinitele přestupu tepla konvekcí	$[-]$
d_v, d_{vn}	průměr trubek teplosměnných ploch	$[m]$
e	modul teplárenské výroby	$[-]$
h'_{2izST}	entalpie spalin na konci izoentropické expanze spalovací turbíny	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h'_{2K}	entalpie spalovacího vzduchu na konci skutečné práce vzd. kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h'_{2PK}	entalpie plynu na konci skutečné práce plynového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h'_{2ST}	entalpie spalin na konci skutečné práce spalovací turbíny	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{1K}	entalpie spalovacího vzduchu na začátku práce vzduchového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{1PK}	entalpie plynu na začátku práce plynového kompresoru	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{1ST}	entalpie spalin na začátku práce spalovací turbíny	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{2izK}	entalpie spalovacího vzduchu na začátku izotermické práce	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{2izPK}	entalpie plynu na začátku izotermické práce	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{2izST}	entalpie spalin na začátku izotermické práce	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_{nv}	entalpie napájecí vody	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_p	entalpie přehřáté páry	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_s'	entalpie syté kapaliny	$[kJ \cdot m^{-3}]$
h_s''	entalpie syté páry	$[kJ \cdot m^{-3}]$

h_{sp}	entalpie spalin	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
h_{sp-e}	entalpie spalin za ekonomizérem	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
$h_{sp-př}$	entalpie spalin za přehřívákem	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
h_{sp-v}	entalpie spalin za výparníkem	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
i'_e	počet trubek v řadě v ekonomizéru	$[-]$
$i'_{př}$	počet trubek v řadě u přehříváku	$[-]$
i'_v	počet trubek v řadě u výparníku	$[-]$
i_{tr-e}	celkový počet trubek v ekonomizéru	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
$i_{tr-př}$	celkový počet trubek přehříváku	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
i_{tr-v}	celkový počet trubek ve výparníku	$[\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
m_p	množství vyrobené páry	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
n	přebytek vzduchu	$[-]$
p_1	tlak nasávaného vzduchu	$[\text{MPa}]$
p_2	tlak stlačeného vzduchu	$[\text{MPa}]$
p_{nv}	tlak napájecí vody	$[\text{MPa}]$
p_p	tlak páry	$[\text{MPa}]$
P_r	Prantlovo číslo	$[-]$
p_s	tlak syté páry a syté kapaliny	$[\text{MPa}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
S	obsah kanálu spalínového kotle	$[\text{m}^2]$
S_{1-e}	rozteč trubek ekonomizéru	$[\text{m}]$
$S_{1-e,sk}$	skutečný horizontální rozestup v ekonomizéru	$[\text{m}]$
$S_{1-př}$	rozteč trubek přehřáté páry	$[\text{m}]$
$S_{1sk-př}$	skutečný horizontální rozestup trubek v přehříváku	$[\text{m}]$
S_{1-v}	rozteč trubek výparníku	$[\text{m}]$
$S_{1-v,sk}$	skutečný horizontální rozestup trubek ve výparníku	$[\text{m}]$
S_2	rozteč trubek pro všechny teplosměnné plochy	$[\text{m}]$
S_e	plocha ekonomizéru	$[\text{m}^2]$
$S_{př}$	plocha přehříváku	$[\text{m}^2]$
S_{tr}	plocha trubky	$[\text{m}^2]$
S_v	plocha výparníku	$[\text{m}^2]$
t'_2	teplota na konci expanze	$[\text{°C}]$
t'_{2PK}	teplota na konci expanze plynového kompresoru	$[\text{°C}]$
t'_{2ST}	teplota na konci expanze spalovací turbíny	$[\text{°C}]$
t_1	teplota nasávaného vzduchu	$[\text{°C}]$
t_{2izK}	teplota na konci izotermické komprese vzduchového kompresoru	$[\text{°C}]$
t_{2izPK}	teplota na konci izotermické komprese plynového kompresoru	$[\text{°C}]$
t_{2izST}	teplota na konci izoentropické expanze spalovací turbíny	$[\text{°C}]$
t_5	teplota spalin za kotlem	$[\text{°C}]$

t_{nv}	teplota napájecí vody	[°C]
t_p	teplota přehřáté páry	[°C]
t_{sp-e}	teplota spalín za ekonomizérem	[°C]
$t_{sp-př}$	teplota spalín za přehřívákem	[°C]
t_{sp-v}	teplota spalín za výparníkem	[°C]
$t_{stř}$	střední teplota	[°C]
$w_{p-př}$	rychlost páry v trubkách	[m·s ⁻¹]
w_{sp}	rychlost spalín	[m·s ⁻¹]
z	počet trubek	[-]
Δt_1	rozdíl teplot	[°C]
Δt_2	rozdíl teplot	[°C]
Δt_s	střední logaritmický spád teplot	[°C]
ϵ_{PK}	kompresní poměr plynového kompresoru	[-]
α_1	součinitel přestupu tepla na straně spalín	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_2	součinitel přestupu tepla konvekci	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
ϵ	kompresní poměr spalovací turbíny	[-]
$\zeta_{as-př}$	ztráta sáláním do okolí ve přehříváku	[-]
ζ_{as-v}	ztráta sáláním do okolí ve výparníku	[-]
ζ_{as-e}	ztráta sáláním do okolí v ekonomizéru	[-]
η	účinnost celého agregátu	[%]
η_C	celková účinnost kombinované výroby elektrické energie a tepla	[%]
η_g	účinnost generátoru	[-]
η_{izK}	termodynamická účinnost (izoentropické) komprese	[-]
η_{izPK}	účinnost plynového kompresoru	[-]
η_K	účinnost spalovacího kotle	[-]
η_m	účinnost agregátu	[-]
η_p	dynamická viskozita páry	[Pa·s]
η_{SK}	účinnost spalovací komory	[-]
$\eta_{td-vnST}$	účinnost spalovací turbíny	[-]
η_{vnK}	účinnost práce kompresoru	[-]
κ	konstanta jednoatomového plynu	[-]
λ_p	tepelná vodivost páry	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{sp}	tepelná vodivost spalín	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
ρ_p	hustota páry	[kg·m ⁻³]
σ_{p-h}	poměrný horizontální rozestup trubek	[-]
σ_{p-v}	poměrný vertikální rozestup trubek	[-]
σ_u	poměrný úhlopříčný rozestup trubek	[-]
ν_{sp}	kinematická viskozita spalín	[m ² ·s ⁻¹]
ϕ_σ	poměrný příčný rozestup	[-]

1 Úvod

Elektrická energie a teplo patří mezi základní druhy energií, které v současné i budoucí době potřebujeme k životu. S přibývajícím počtem lidí se zvětšuje energetická spotřeba, která vede k výstavbě nových energetických zařízení. Při výstavbě nových zařízení se klade důraz na co největší efektivnost a ohleduplnost k životnímu prostředí.

Jednou z technologií jsou kogenerační jednotky. Toto zařízení je schopno vyrábět jak elektrickou, tak tepelnou energii. Díky tohoto sloučení se dosahuje větší účinnosti využití energie obsažené v primárních energetických zdrojích. To vede ke snížení spotřeby těchto zdrojů a menšímu znečišťování životního prostředí.

Cílem bakalářské práce je vypracování koncepčního návrhu kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo o celkovém tepelném příkonu 1,8 MW.

Teoretická část bakalářské práce popisuje principy výroby elektrické a tepelné energie. Popsal jsem jaké typy kogeneračních jednotek se používají a nich uvedl na jakých principech pracují a shrnul jejich výhody a nevýhody. Vypsal jsem jaká mohou být použita paliva pro kogenerační jednotky a v poslední části jsem uvedl, v jakých oblastech se mohou použít kogenerační jednotky.

Praktická část se věnuje koncepčnímu návrhu kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo. Na základě zadaných hodnot jsem navrhnul parametry kogenerační jednotky. Provedl jsem výpočet vzduchového a plynového kompresoru, spalovací komory, spalovací turbíny a tepelného výkonu kotle. V druhé části jsem z vypočtených a dále zadaných hodnot provedl návrh parametrů spalínového kotle a výpočet přehříváku páry, výparníku a ekonomizéru.

2 Kogenerace

Sdružená výroba elektrické a tepelné energie se u nás nazývá teplárenskou výrobou. Synonymem k tomuto pojmu vznikl novotvar kogenerační výroba neboli kogenerace. Tento proces se provádí v kogeneračních jednotkách, kde dochází k transformaci energií. [1]

2.1 Elektrická energie a teplo

Elektrická energie a teplo jsou různé druhy energií, které se liší výrazně v možnostech použití, ale také výrobními náklady a technickou obtížností jejich pořízení. [1]

Elektrickou energii považujeme za nejkvalitnější druh energie. Můžeme ji všestranně využívat. Také tuto energii dokážeme téměř beze ztrát přeměňovat na další druh energie jako je mechanická, tepelná apod. Výroba této energie je převážně transformace tepelné energie uvolněné z primárních energetických zdrojů ve složitých a drahých elektrárenských zařízeních. V uhelných parních elektrárnách, které tvoří základ naší energetické soustavy, je průměrná účinnost této přeměny pouze 32 % a v moderních uhelných parních elektrárnách se účinnost přeměny pohybuje kolem 42 %. Zbývající energie je uvolněna do okolí elektráren. [1], [3]

Tepelná energie je energie méně hodnotná, protože se nevyužívá stále. Její přeměna na další druh energie je technicky obtížná a může být uskutečněna jen částečně. Z opačného pohledu je její získání z primárních energetických zdrojů, zejména v teplotně nízkopotenciální podobě horké nebo teplé vody, technicky poměrně jednoduché a levné v porovnání s jinými energiemi. Převážně tento druh energie používáme pro vytápění a výrobu užitkové vody. [1], [3]

2.2 Princip kogenerace

Tento proces přeměny paliva je prováděn tak, že se nejprve využije vysokopotenciální tepelná energie získaná z pracovní látky, která má vysokou teplotu a slouží k výrobě elektrické energie a dále stejná pracovní látka o nižší teplotě se použije pro pokrytí potřeb tepla. Zjednodušeně lze říci, že pohonná jednotka spálením primárního energetického zdroje transformuje tepelnou energii na mechanickou a ta je předána do generátoru, který posléze vyrobí elektrickou energii. Podle typu zařízení se teplo přivede do výměníku, buď v podobě spalin, páry vycházející z turbíny nebo tepla, které chladí motor. Výměníkem je

následně tepelná energie předána na nosné médium, kterým může být pára, horká nebo teplá voda. [1]

Jednou z výhod používání kogenerace je snížení spotřeby primárních energetických zdrojů při výrobě elektrické a tepelné energie. Se snížením této spotřeby souvisí také zmenšení škodlivých emisí vznikajících při transformaci primárních energetických zdrojů do požadované formy energie. [3]

3 Typy kogeneračních jednotek

V posledních letech se začaly kogenerační jednotky velmi rychle rozšiřovat. Tuto změnu způsobila úprava legislativy pro investování, zřizování a provozování. Legislativní podpora ovlivnila velký rozmach rozvoje kogeneračních jednotek a následné provádění inovací a jejich zdokonalování. [1]

Kogenerační jednotka se skládá z motoru, elektrického alternátoru včetně zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť, kotle nebo výměníku tepla včetně propojení na tepelné rozvodné sítě a kontrolního řídicího systému. [1]

Nejdůležitější část kogenerační jednotky je pohonná jednotka, od které se odvíjí typ kogenerační technologie. [1]

Nejpoužívanějším typem pohonné jednotky je:

- parní turbína
- spalovací turbína
- spalovací motory
- paroplynová (kombinovaná) zařízení [1]

Jak jsem výše zmiňoval, tak kogenerační jednotky procházely intenzivním vývojem a zdokonalováním a objevili se další pohonné jednotky. [1]

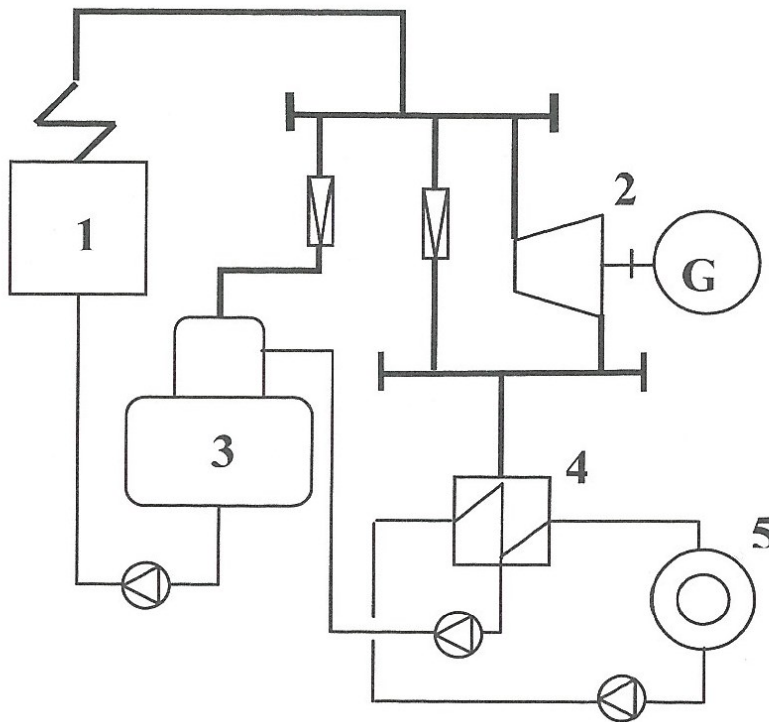
Nové typy pohonných jednotek jsou:

- Stirlingův motor
- mikroturbína
- parní motor
- palivové články [1]

3.1 Parní turbína

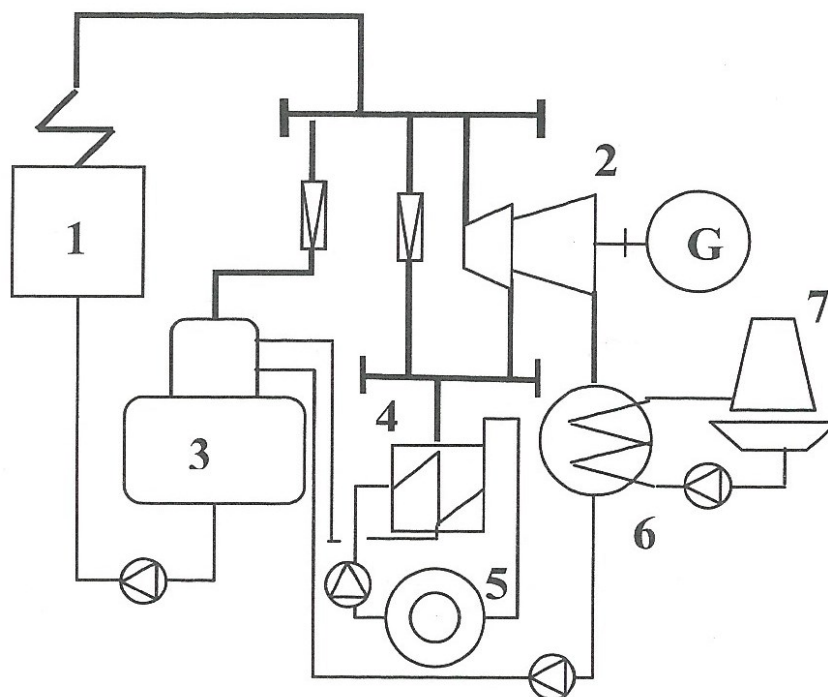
Tenhle typ pohonné jednotky pro kogenerační jednotku se používá u velkých zdrojů (např. elektrárnách v Opatovicích, Mělníku, Temelínu apod.). Kotel produkuje vysokotlakou páru, která následně vykonává mechanickou práci na turbíně a turbína poté pohání elektrický alternátor. Pára na výstupu z turbíny je dále využita jako zdroj tepla. Palivo v kotli může být libovolné (uhlí, mazut, plyn, odpad, biomasa apod.). Nevýhodou jsou velké investiční náklady na pořízení tohoto zařízení. Parní turbíny rozlišujeme na protitlakové a kondenzační. [1], [7]

Protitlakové turbíny využívají pro dodávku tepla veškeré množství páry použité pro zisk technické práce. Teplo je odebíráno na výstupu z turbíny. Celkové využití paliva je vysoké, ale zisk elektrické energie je nízký. Poměr elektrického a tepelného výkonu je rovněž nízký. [1]



Obr. 1 Základní schéma zapojení protitlakové parní turbíny [1]
1 parní kotl; 2 parní turbína; 3 napájecí nádrž; 4 ohřívák topné vody; 5 spotřebič tepla

U kondenzačních turbín se preferuje výroba elektrické energie. Kondenzátor způsobuje nízkou hodnotu teploty pracovní látky. Čistě kondenzační turbíny pracují hlavně jako zdroje elektrické energie. Hodnota poměru elektrické energie a tepla je menší než u čistě protitlakové turbíny. Kondenzační turbína je zejména vhodná pro výrobce elektrické energie, pro které je dodávka tepla vedlejším produktem. [1]



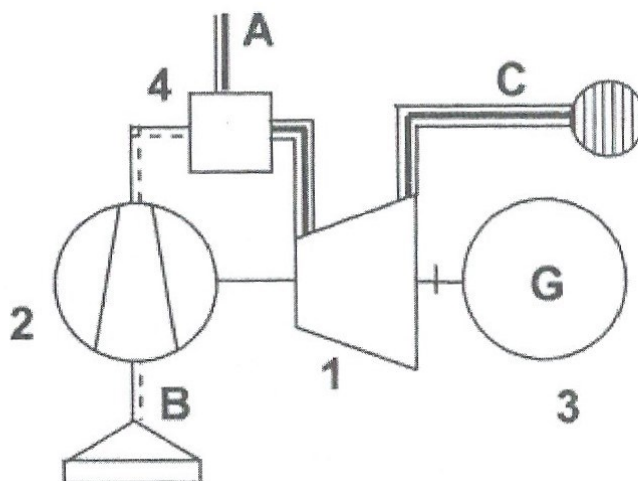
Obr. 2 Základní schéma zapojení kondenzační parní turbíny s odběrem páry [1]
1 parní kotel; 2 parní turbína; 3 napájecí nádrž; 4 ohřívač topné vody;
5 spotřebič tepla; 6 kondenzátor; 7 chladicí věž

Výhody	Nevýhody
možnost použití libovolného paliva	malý poměr elektrického a tepelného výkonu
teplo je dodáváno v libovolné formě	pomalé najíždění a změna výkonu
velký rozsah jednotkových výkonů	poměrné velké investiční náklady
vysoká celková účinnost	velké provedení
dlouhá životnost	dlouhá doba najetí ze studeného stavu

Tab. 1 Výhody a nevýhody parní turbíny

3.2 Spalovací turbína

Jedná se o zařízení skládající se z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny a generátoru. Kompresorem stlačený vzduch je veden do spalovací komory spolu s palivem, kde následně vznikají spaliny o vysoké teplotě a tlaku. Spaliny dále expandují v plynové turbíně. Turbína pohání elektrický alternátor a kompresor. Teplota spalin na výstupu z turbíny se pohybuje kolem 500 °C a mohou dále sloužit k výrobě páry (středotlaké nebo nízkotlaké), výrobě teplé nebo horké vody, popřípadě výrobě vysokotlaké páry pro technologické účely. Spalovací turbíny se používají do výkonu kolem 300 MW. Pro výkon menší, než 3 MW již nejsou ekonomicky rentabilní z důvodu vysokých investičních nákladů na jednotku výkonu. Jako palivo se nejčastěji používá zemní plyn. [1], [2], [7]



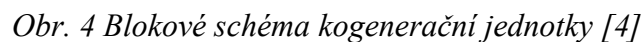
Obr. 3 Schéma uspořádání spalovací turbíny [1]
1 turbína; 2 kompresor; 3 elektrický generator; 4 spalovací komora;
A přívod paliva, B přívod vzduchu, C odvod spalin

Výhody	Nevýhody
vysoká spolehlivost pro dlouhodobý provoz	vysoká hluková hladina
rychlé najíždění a změna výkonu	horší účinnost při nízkých zatíženích
možnost dodávky tepla v páře i horké vodě	horší účinnost při vysokých teplotách
nízké pořizovací náklady	nižší účinnost ve srovnání se spalovacími motory

Tab. 2 Výhody a nevýhody spalovací turbíny

3.3 Spalovací motor

Pístový motor s vnitřním spalováním je odvozen od běžných automobilových motorů. Používají se motory vznětové (nafta) i zážehové (benzín). V obou případech jsou spalovací motory konstruovány pro spalování plynu. Motor pohání elektrický generátor a současně produkuje „odpadní teplo“ – jedná se o teplo přímo z motoru a teplo výfukových plynů. Teplota vody z chladicího okruhu může dosahovat kolem 80 °C a teplota spalin až 500 °C. Pomocí výměníku je získaná teplá voda o optimální teplotě 90 °C, která je následně zužitkována. Spalovací motory se vyznačují relativně nízkými pořizovacími náklady, ale na druhou stranu mají vyšší nároky na pravidelnou údržbu, vyšší hlučnost a nezbytnými pravidelnými odstávkami. To vede k vyšším provozním nákladům. [1], [2], [7]



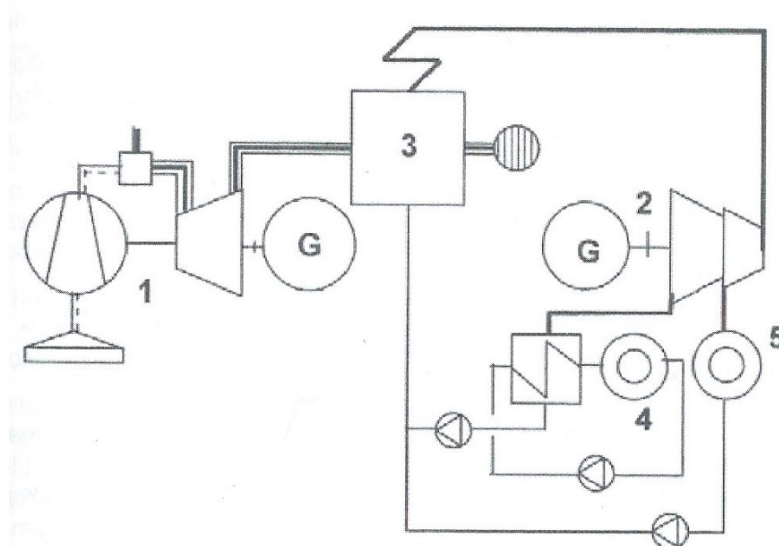
1 plynový motor; 2 generátor; 3 rozvaděč s řídicím systémem; 4 mezichladič plnicí směsi; 5 výměník voda / voda; 6 výměník spaliny / voda; 7 chladič mazacího oleje; 8 radiátorový chladič; 9 radiátorový chladič; 10 tlumič hluku

Výhody	Nevýhody
rozsáhlý výkon	vysoké výdaje na údržbu
rychlé najíždění do provozu	vysoká cena paliva
schopnost práce s nízkými tlaky plynu	vysoká hluková hladina
malé investiční náklady	velké rozměry

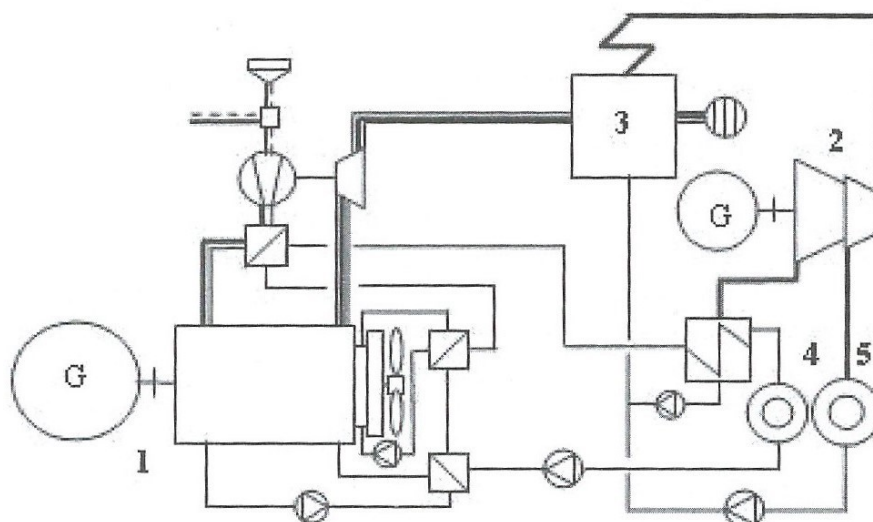
Tab. 3 Výhody a nevýhody spalovacího motoru

3.4 Paroplynové zařízení

Paroplynové zařízení může být použito jak pro samostatnou výrobu elektrické energie, tak i v kogeneračním zapojení. Nejčastější uspořádání paroplynového tepelného zdroje se skládá jak ze soustrojí spalovací turbíny nebo spalovacího pístového motoru, tak z parního kotle využívajícího jejich odpadní teplo k výrobě páry a z parní turbíny s příslušenstvím. Pára vyrobená v kotli a odpadní teplo spalovací turbíny se používá k pohonu parní turbíny. V paroplynové zařízení nacházejí uplatnění i plynové spalovací motory velkého výkonu. Jejich výfukové plyny se mohou použít k výrobě páry pro pohon parní turbíny. [1], [7]



Obr. 5 Zapojení paroplynového kogeneračního zdroje se spalovací turbínou [1]
1 spalovací turbína; 2 parní turbína; 3 spalínový kotel; 4 spotřebitel tepla ve formě horké vody; 5 spotřebitel tepla ve formě páry



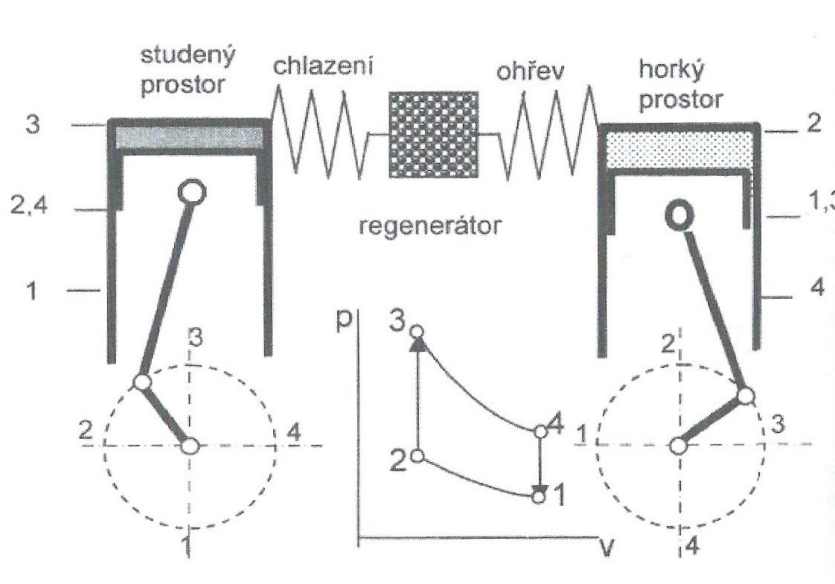
Obr. 6 Zapojení paroplynového kogeneračního zdroje se spalovacím motorem [1]
1 spalovací motor; 2 parní turbína; 3 spalínový kotel; 4 spotřebitel tepla ve formě horké vody; 5 spotřebitel tepla ve formě páry

Výhody	Nevýhody
vysoká účinnost	technologická náročnost
větší provozní pružnost	vysoké nároky na obsluhu
nízké investiční náklady	vysoké nároky na údržbu
vysoká účinnost teplotní elektrické energie	

Tab. 4 Výhody a nevýhody paroplynového zařízení

3.5 Stirlingův motor

Stirlingův motor se řadí mezi teplovzdušné motory. Motor používá dvě komory – horkou a studenou, tvořeny pracovními prostory válců. Pracovní látka se během práce nevyměňuje, pouze se přemísťuje z jednoho válce do druhého. V oběhu se pohybuje stálé množství pracovního plynu. V současnosti se nejčastěji používá hélium nebo vodík. Pracovní látka je střídavě stlačovaná v studeném prostoru a expanduje v horkém prostoru. Teplo je u tohoto motoru přiváděno k pracovnímu prostoru z vnějšku. Jedná se tedy o motor s vnějším spalováním. [1], [2]



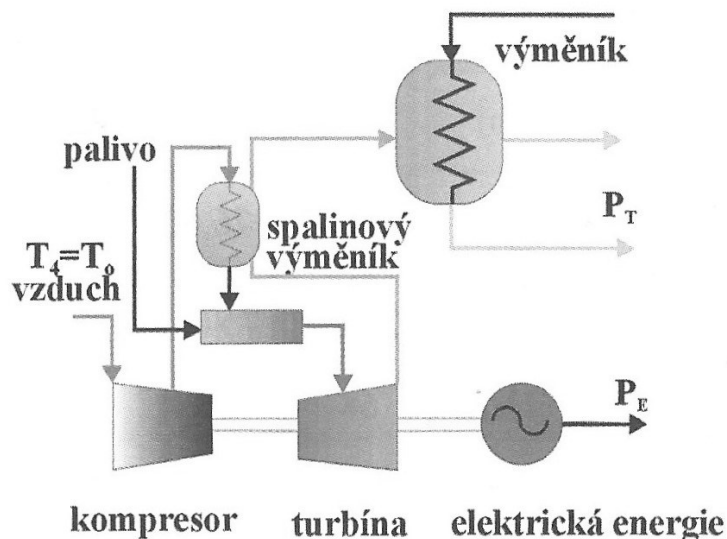
Obr. 7 Princip práce Stirlingova motoru [1]

Výhody	Nevýhody
dobrá účinnost a spolehlivost	vysoká měrná hmotnost na jednotku výkonu
tichý chod a nízké emise	použití speciálních materiálů
nízké servisní náklady	technická náročnost těsnění

Tab. 5 Výhody a nevýhody Stirlingova motoru

3.6 Mikroturbína

Mikroturbína je spalovací turbína malého výkonu, která pracuje o vysokých otáčkách. Tato pohonná jednotka obsahuje kompresor, spalovací komoru, regenerační výměník, turbínu a generátor. Mikroturbíny mají jen jednu rotační část a používají vzduch pro chlazení ložisek, tudíž nepotřebují mazací olej. Jako palivo se používá především zemní plyn, ale mohou však i pracovat s naftou, benzínem nebo dalšími vysoce výhřevnými palivy. Probíhá také vývoj pro možné použití biopaliva. [1], [2]



Obr. 8 Schéma kogenerační jednotky s mikroturbínou [2]

Výhody	Nevýhody
menší než spalovací turbína	kvalitně čisté palivo
nižší investiční náklady	nižší účinnost
nižší emise	

Tab. 6 Výhody a nevýhody kogenerační jednotky s mikroturbínou

3.7 Parní motor

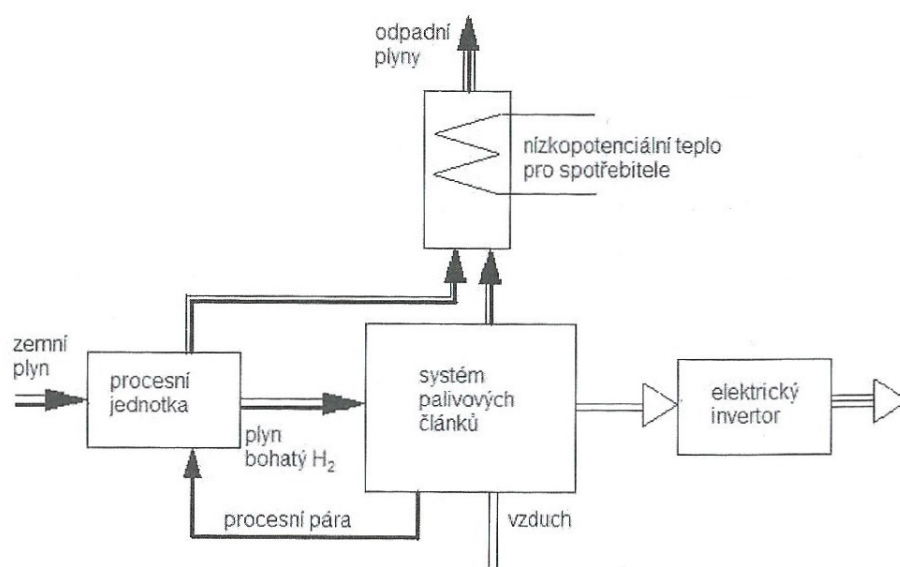
Parní motor je objemový parní stroj, který je složen z bloku motoru, válců, pístů a šoupátkového rozvodu. Parní stroj i elektrický generátor jsou společně umístěny na rámu, který je využit i pro další příslušenství motoru. Parní motor byl zkonstruován tak, aby zabránil znečištění páry. Základní zapojení parního motoru, ve spojení s generátorem elektrické energie, může být v malých teplárnách stejné jako u parní turbíny. Soustrojí parního motoru a generátoru je možné zapojit do ostrovního provozu a využívat jako náhradní zdroj elektrické energie. [1], [2]

Výhody	Nevýhody
možný ostrovní provoz	malá účinnost přeměny energie
použití jako zdroj elektrické energie	
bezobslužný	
stačí pouze sytá pára	

Tab. 7 Výhody a nevýhody parního motoru

3.8 Zařízení využívající palivové články

Palivové články jsou galvanické články, které přeměňují energii obsaženou v palivu přímo na energii elektrickou. Zdrojem bývá nejčastěji použit vodík, který může spolu s kyslíkem vytvářet exotermním procesem elektrickou energii prostřednictvím elektrolytu za vzniku vody nebo vodní páry. Palivo a kyslík se na katalytickém povrchu ionizují. Ionty jsou vedeny elektrolytem k druhé elektrodě a uvolněné elektrony vytvářejí elektrický proud. Nejideálnějším palivem by mohl být vodík, ale obtížně se získává, transportuje, skladuje a je drahý. Proto se používá zemní plyn, který je až 99 % tvořen metanem. [1]



Obr. 9 Schéma zařízení pro kogenerační využití palivových článků [1]

4 Paliva pro kogenerační jednotky

Výběr paliva pro kogenerační jednotku je značně ovlivněn druhem použité kogenerační technologie, technickými, provozními, ekonomickými a ekologickými požadavky, které se kladou na provoz kogeneračních jednotek. Členění paliv se provádí mnoha způsoby. Provádí se na základě fyzikálních vlastností, původu vzniku, energetického obsahu, vlivu na životní prostředí apod. [2]

S ohledem na využití paliva pro kogenerační jednotku je důležité rozdělení podle:

- typu paliva
- druhu paliva
- dostupnosti [2]

4.1 Typy paliva

4.1.1 Fosilní paliva

Fosilní paliva jsou nerostné suroviny organického původu s vysokým energetickým obsahem – uhlí, ropa, zemní plyn, které vznikaly přeměnou odumřelých organismů za nepřístupu vzduchu. [2]

4.1.2 Biopaliva

Biopaliva jsou organické hmoty rostlinného a živočišného původu. Paliva rostlinného původu vznikají fotosyntézou a nazývají se fyto – paliva. Fyto – paliva mají energetický obsah v hmotnostní jednotce přibližně stejný jako fosilní paliva, ale liší se v objemu. Obsahují velké množství vod a jejich výhřevnost je značně proměnlivá. [2]

4.1.3 Alternativní paliva

Mezi tyto paliva patří vodík, jaderné palivo apod. V současné době jsou ve stádiu ověřování a zkoumá se vliv na životní prostředí. Pro výrobu alternativního paliva je nutná velká dodávka energie do zušlechťování a ve výsledku může přesáhnout vlastní energetický zisk z paliva. Výrobní náklady jsou vysoké a zatím neslouží ke komerčnímu využití. [2]

4.2 Druh paliva

4.2.1 Tuhá – pevná paliva

Tuhá paliva mají malý energetický obsah, takže pro výrobu energie je zapotřebí velký objem paliva. Obsahují také velké množství neoxidačních látek, které znečišťují životní prostředí. S tímto souvisí i odstraňování zbytků ze spalovacího prostoru, ukládání, popřípadě jejich další využití. Uvedené procesy nám způsobí zvýšení nákladů na provoz kogenerační jednotky. [2]

Za tuhá paliva lze považovat:

- černé uhlí a paliva z něj vyráběná (brikety, koks atd.)
- hnědé uhlí a paliva z něj vyráběná (brikety, polokoks atd.)
- rašelinové brikety nebo palivová rašelina
- přírodní kusové dříví a zbytkové produkty při těžbě
- dřevo ve formě briket, peletek, štěpky, pilin atd.
- biomasa [2]

4.2.2 Kapalná paliva

Kapalná paliva mají vysoký energetický obsah. Při správném spalování nám vzniká méně emisí než při spalování pevných paliv. Pro dokonalé spálení potřebují minimální přebytek vzduchu. Velké nároky a požadavky jsou kladeny na jejich skladování a manipulaci. Některé mají nízkou teplotu vznícení a můžeme je řadit do nebezpečných hořlavín. [2]

Za kapalná paliva se považují:

- kapalné produkty zpracování zemního plynu
- plynový olej
- těžký topný olej
- methanol nebo ethanol a jiné čisté kapalné uhlovodíky
- kapalné produkty zpracování uhlí, ropy a oleje – syntetické oleje a dehtové oleje [2]

4.2.3 Plynná paliva

Plynná paliva umožňují dokonalé promísení vzduchu a plynu před spálením. Dají se snadno regulovat a tím se zabraňuje vzniku emisí pevných nespálených částic ve formě sazí. Fosilní plynná paliva prakticky neobsahují sloučeniny síry a žádné sloučeniny dusíku. Plynná fyto – paliva se ještě před spálením upravují, aby neobsahovaly nepřipustná množství emisních prvků. Nejvýhodnější formou paliva je sloučenina uhlovodíků. [2]

Mezi plynná paliva řadíme:

- plynné produkty zpracováním zemního plynu, uhlí, ropy, oleje
- zemní plyn, propan, butan nebo jejich směs a jiné čisté plynné uhlovodíky
- koksárenský plyn, degazační plyn, vysokopecní plyn (síra do 0,1%) [2]

4.3 Dostupnost paliva

- komerční
- nekomerční [2]

5 Oblasti použití kogeneračních jednotek

5.1 Hotely a penziony

Instalace kogeneračních jednotek do hotelů a penzionů se vyplatí, když mají alespoň 50 lůžek z důvodu dostatečné velké potřeby tepla pro vytápění, klimatizaci a rovněž celoročně trvající potřebu teplé užitkové vody. Mají také již dostatečně velkou vlastní spotřebu elektřiny, která je poměrně rozložená během dne. U těchto objektů je vhodné vybavit kogenerační jednotky zařízením pro externí odvod tepla v letním období, aby mohly být výjimečně provozovány jen s částečným využitím odpadního tepla pro omezený ohřev teplé užitkové vody. [3]

5.2 Nemocnice

Spotřeba elektrické energie a tepla je v nemocnicích poměrně vysoká a rovnoměrná během dne, týdne i roku. Všechna vyrobená elektrická energie by se dala využít pro vlastní spotřebu. Tepelná a elektrická energie je potřebná i v letním období nejen pro výrobu tepelné užitkové vody, ale také pro klimatizaci a chlazení. Jednotky s plynovými spalovacími motory se synchronními generátory vybavenými zařízením pro ostrovní provoz mohou navíc sloužit i jako nouzové zdroje elektřiny. [3]

5.3 Školy, internáty, vysokoškolské koleje

Tyto budovy mají poměrně vysokou potřebu tepla i elektřiny. Nevýhodou instalace kogeneračních jednotek je, že v období školních prázdnin dochází k omezení provozu. [3]

5.4 Administrativní budovy

V administrativních budovách je potřeba elektrické energie velká. Tepelná je velká jen v období zimy, kdy je topná sezóna. Naproti tomu v letním období je potřebná klimatizace. Při rozhodování o jejich použití je dobré provést ekonomickou analýzu. [3]

5.5 Bazény, rekreační a sportovní střediska

V těchto objektech je teplo potřebné pro ohřev vody v bazénu, pro sprchy, ventilaci – vzduchotechniku, vytápění i pro některé další služby. Elektrická energie se využívá pro osvětlení, pohon čerpadel, saunu apod. Pro návrh kogenerační jednotky je důležitá průměrná spotřeba elektřiny. [3]

5.6 Obchodní domy

Tyto objekty mají celoroční potřebu tepla pro vytápění a klimatizaci. Značná je spotřeba elektřiny pro osvětlení, pohon ventilátorů, větrání a klimatizace. Pro instalování kogeneračních jednotek jsou velmi výhodné. [3]

5.7 Průmyslové podniky

Při instalaci kogenerační jednotky do průmyslového podniku vycházíme ze směnnosti provozu podniku, spotřeby elektřiny a tepla pro technologie. V podnicích s teplovodním nebo parním systémem lze kogenerační jednotku zařadit jako stupeň topné vody či přehřevu přípravy páry. [3]

5.8 Komunální výtopny

Oblast komunálních výtopen dodávajících teplo převážně do obytných regionů ve formě teplé nebo horké vody, představuje velký potenciál využití kogeneračních jednotek se spalovacími motory. Celá výroba elektrické energie je dodávána do veřejné sítě. Jmenovitý výkon a výpočet kogeneračních jednotek musí být určen pečlivým ekonomickým rozbořem. [3]

5.9 Čistírny odpadních vod

V kogenerační jednotce se spaluje kalový plyn, který je vedlejším produktem technologických procesů čištění vody. Teplo motorů se využívá pro vyhřívání čistírenského kalu. Elektřina se spotřebuje pro pohony technologických agregátů čistírny. Jedná se tedy o uzavřený cyklus. [3]

5.10 Zemědělské a lesnické provozy

V těchto provozech je teplo potřebné k vytápění objektů, přípravě TUV a k sušení. V minulosti se tyto potřeby tepla pokrývaly spalováním uhlí, dřevního odpadu nebo zemního plynu. Zde je potenciál pro uplatnění kogeneračních jednotek především využívajících biopaliva. Uplatní se parní turbíny malého výkonu, parní motory i spalovací motory. [3]

6 Návrh parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo

Výpočet je proveden pro kogenerační jednotku se spalovací turbínou o parametrech uvedených v Tabulce 8. Jednotka spaluje plyn o složení uvedení v Tabulce 10. Na obrázku 10 je znázorněné schéma této jednotky.

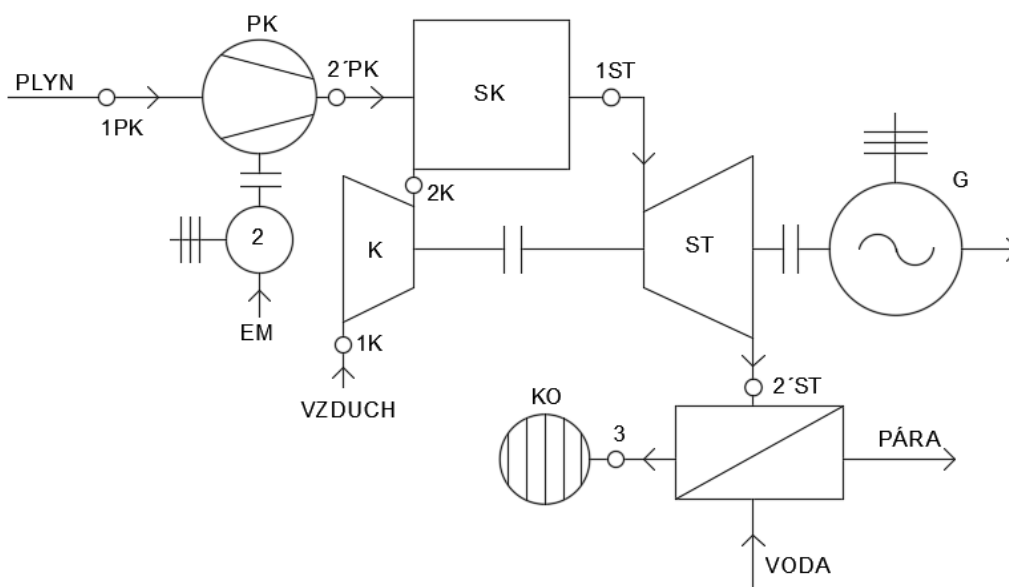
Zadáno			
Veličina	Zkratka	Hodnoty	Jednotky
Výhřevnost paliva	Q_i	13500	kJ/m^3
Kompresní poměr ST	ε	9,3	[-]
Tlak nasávaného vzduchu	p_1	0,1	MPa
Teplota nasávaného vzduchu	t_1	15	$^{\circ}\text{C}$
Teplota spalín před turbínou	t_3	910	$^{\circ}\text{C}$
Tlak plynu v rozvodu	p_{pl}	0,005	MPa
Teplota plynu v rozvodu	t_{pl1}	15	$^{\circ}\text{C}$
Teplota spalín za kotlem	t_5	200	$^{\circ}\text{C}$
Tlak páry v kotli	p_p	1,6	MPa
Teplota páry v kotli	t_p	300	$^{\circ}\text{C}$
Teplota napájecí vody	t_{np}	105	$^{\circ}\text{C}$
Tlak páry v kondenzátoru	p_k	5	kPa
Tlak v odběru turbíny	p_o	0,9	MPa
Teplota v odběru turbíny	t_o	210	$^{\circ}\text{C}$
Teplota primární vody HVS	t_{v1}	105	$^{\circ}\text{C}$
Teplota sekundární vody HVS	t_{v2}	70	$^{\circ}\text{C}$

Tab. 8 Vstupní parametry pro výpočet 1

Zvoleno			
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Účinnost vzduchového kompresoru	η_{izK}	0,8	-
Účinnost plynového kompresoru	η_{izPK}	0,9	-
Účinnost spalovací komory	η_{SK}	0,95	-
Účinnost agregátu	η_m	0,95	-
Účinnost generátoru	η_g	0,96	-
Účinnost elektrického motoru	η_{el}	0,95	-
Ztráta sáláním	ζ_{zs}	0,011	-

Tab. 9 Zvolené parametry 1

Schéma zařízení



Obr. 10 Schéma zařízení [6]

6.1 Stechiometrický výpočet paliva

Složení plynu				
Složka	Jednotka	KP	DGP	ZP
Podíl	%	40	35	25
CO	%	7,1	0	0
H ₂	%	46,2	0	0
CH ₄	%	20,8	30	97,69
C _n H _m	%	2,4	0	1,21
CO ₂	%	4	17	0,21
O ₂	%	0,4	2	0
N ₂	%	19,1	51	0,89
SUMA	%	100	100	100

Tab. 10 Složení plynu

Minimální objem vzduchu

$$V_{O_2} = \sum \left(x + \frac{x}{y} \right) \cdot C_x H_y + 3,8 \cdot C_n H_m + 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 - O_2 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} V_{O_2} &= (2 \cdot 0,208 \cdot 0,4) + (2 \cdot 0,3 \cdot 0,35) + (2 \cdot 0,9769 \cdot 0,25) + (3,8 \cdot 0,024 \cdot 0,4) \\ &+ (3,8 \cdot 0,0121 \cdot 0,25) + (0,5 \cdot 0,071 \cdot 0,4) + (0,5 \cdot 0,462 \cdot 0,4) \\ &- (0,004 \cdot 0,4) - (0,02 \cdot 0,35) \end{aligned}$$

$$V_{O_2} = 1,01 [m_{n_{O_2}}^3 \cdot m_{n_{PAL}}^{-3}]$$

$$V_{vzd-min} = \frac{V_{O_2}}{0,21} \quad (2)$$

$$V_{vzd-min} = \frac{1,01}{0,21}$$

$$V_{vzd-min} = 4,81 [m_{n_{vz}}^3 \cdot m_{n_{PAL}}^{-3}]$$

Minimální objem spalin

$$V_{CO_2} = CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y + 2,6 \cdot C_n H_m \quad (3)$$

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= (0,071 \cdot 0,4) + (0,04 \cdot 0,4) + (0,17 \cdot 0,35) + (0,0021 \cdot 0,25) + (0,208 \cdot 0,4) \\ &+ (0,3 \cdot 0,35) + (0,9769 \cdot 0,25) + (2,6 \cdot 0,024 \cdot 0,4) \\ &+ (2,6 \cdot 0,0121 \cdot 0,25) \end{aligned}$$

$$V_{CO_2} = 0,57 [m_{CO_2}^3 \cdot m_{PAL}^{-3}]$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vzd-min} + N_2 \quad (4)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 4,81 + (0,191 \cdot 0,4) + (0,51 \cdot 0,35) + (0,0089 \cdot 0,25)$$

$$V_{N_2} = 4,06 [m_{N_2}^3 \cdot m_{PAL}^{-3}]$$

$$V_{sp-min} = V_{CO_2} + V_{N_2} \quad (5)$$

$$V_{sp-min} = 0,57 + 4,06$$

$$V_{sp-min} = 4,63 [m_{sp}^3 \cdot m_{PAL}^{-3}]$$

6.2 Výpočet vzduchového a plynového kompresoru

Teplota na konci izotermické komprese vzduchového kompresoru

$$T_{2izK} = T_{1K} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1K} \cdot \varepsilon_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (6)$$

$$T_{2izK} = 288,15 \cdot 9,3^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2izK} = 544,9 [K]$$

$$t_{2izK} = 271,75 [^{\circ}C]$$

Měrná izotermická práce vzduchového kompresoru

$$a_{izK} = h_{2izK} - h_{1K} \quad (7)$$

$$h_{1K} = a_{vz} \cdot t_1 + b_{vz} \cdot t_1^2$$

$$h_{1K} = 1,290 \cdot 15 + 0,0001146 \cdot 15^2$$

$$h_{1K} = 19,376 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h_{2izK} = a_{vz} \cdot t_{2izK} + b_{vz} \cdot t_{2izK}^2 \quad (8)$$

$$h_{2izK} = 1,290 \cdot 271,75 + 0,0001146 \cdot 271,15^2$$

$$h_{2izK} = 359,02 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$a_{izK} = h_{2izK} - h_{1K} \quad (9)$$

$$a_{izK} = 359,02 - 19,376$$

$$a_{izK} = 339,644 [kJ \cdot m^{-3}]$$

Teplota na konci izoentropické komprese vzduchového kompresoru

$$\eta_{izK} = \frac{h_{2izK} - h_{1K}}{h_{2K} - h_{1K}} = \frac{a_{izK}}{\eta_{izK}} \Rightarrow h_{2K}' = \frac{a_{izK}}{\eta_{izK}} + h_{1K} \quad (10)$$

$$h_{2K}' = \frac{339,644}{0,8} + 19,376$$

$$h_{2K}' = 443,931 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h_{2K}' = a_{vz} \cdot t_2' + b_{vz} \cdot t_2'^2 \Rightarrow t_2' \quad (11)$$

$$t_2' = \frac{-1,290 \pm \sqrt{1,290^2 + 4 \cdot 0,0001146 \cdot 443,931}}{2 \cdot 0,0001146}$$

$$t_2' = 334,21 [^{\circ}C]$$

Vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru

$$a_{vnk} = h_{2K}' - h_{1K} \quad (12)$$

$$a_{vnk} = 443,931 - 19,376$$

$$a_{vnk} = 424,56 [kJ \cdot m^{-3}]$$

Teplota na konci izoentropické komprese plynového kompresoru

$$\varepsilon_{PK} = \frac{0,1 \cdot \varepsilon}{0,105} \quad (13)$$

$$\varepsilon_{PK} = \frac{0,1 \cdot 9,3}{0,105}$$

$$\varepsilon_{PK} = 8,857 [-]$$

$$T_{2izPK} = T_{1PK} \left(\frac{p_{2PK}}{p_{1PK}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1PK} \cdot (\varepsilon_{PK})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (14)$$

$$T_{2izPK} = 288,15 \cdot 8,857^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2izPK} = 537,37 [K]$$

$$t_{2izPK} = 264,22 [^{\circ}C]$$

Měrná izotermická práce plynového kompresoru

$$h_{1PK} = a_{pl} \cdot t_1 + b_{pl} \cdot t_1^2 \quad (15)$$

$$h_{1PK} = 1,385 \cdot 15 + 0,00040497 \cdot 15^2$$

$$h_{1PK} = 20,87 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h_{2izPK} = a_{pl} \cdot t_{2izPK} + b_{pl} \cdot t_{2izPK}^2 \quad (16)$$

$$h_{2izPK} = 1,385 \cdot 264,22 + 0,00040497 \cdot 264,22^2$$

$$h_{2izPK} = 394,22 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$a_{izPK} = h_{2izPK} - h_{1PK} \quad (17)$$

$$a_{izPK} = 394,22 - 20,87$$

$$a_{izPK} = 373,35 [kJ \cdot m^{-3}]$$

Teplota na konci izoentropické komprese plynového kompresoru

$$\eta_{izPK} = \frac{h_{2izPK} - h_{1PK}}{h_{2PK} - h_{1PK}} = \frac{a_{izPK}}{\eta_{vnPK}} \Rightarrow h'_{2PK} = \frac{a_{izPK}}{\eta_{izPK}} + h_{1PK} \quad (18)$$

$$h'_{2PK} = \frac{373,35}{0,9} + 20,87$$

$$h'_{2PK} = 435,7 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h'_{2PK} = a_{pl} \cdot t'_2 + b_{pl} \cdot t'^2_2 \Rightarrow t'_{2PK} \quad (19)$$

$$t'_{2PK} = \frac{-1,385 \pm \sqrt{1,385^2 + 4 \cdot 0,00040497 \cdot 435,7}}{2 \cdot 0,00040497}$$

$$t'_{2PK} = 291 [^{\circ}C]$$

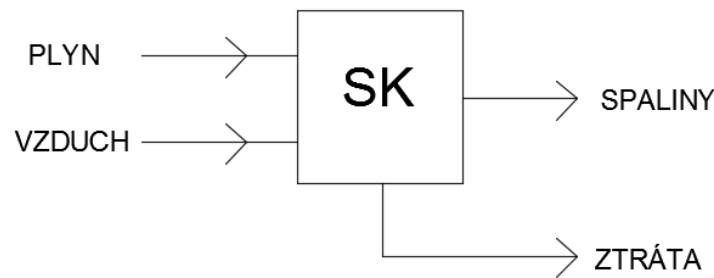
Vnitřní měrná práce plynového kompresoru

$$a_{vnPK} = h'_{2PK} - h_{1PK} \quad (20)$$

$$a_{vnPK} = 435,7 - 20,87$$

$$a_{vnPK} = 414,83 [kJ \cdot m^{-3}]$$

Schéma spalovací komory



Obr. 11 Schéma spalovací komory [6]

Bilance spalovací komory pro 1 m³_n spalovaného plynu

$$n \cdot V_{vzd-min} \cdot h'_{2K} + h'_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} = [V_{sp-min} + (n - 1) \cdot V_{vzd-min}] \cdot h_{1ST} \quad (21)$$

Výpočet požadovaného přebytku vzduchu

$$h_{1ST} = a_{vzd} \cdot t_3 + b_{vzd} \cdot t_3^2 \quad (22)$$

$$h_{1ST} = 1,290 \cdot 910 + 0,0001146 \cdot 910^2$$

$$h_{1ST} = 1268,8 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$$

$$n = \frac{h'_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} - V_{sp-min} \cdot h_{1ST} + V_{vzd-min} \cdot h_{1ST}}{V_{vzd-min} (h_{1ST} - h'_{2K})} \quad (23)$$

$$n = \frac{435,7 + 13500 \cdot 0,95 - 4,63 \cdot 1268,8 + 4,81 \cdot 1268,8}{4,81 \cdot (1268,8 - 443,931)}$$

$$n = 3,4 [-]$$

6.3 Výpočet spalovací turbíny

Teplota na konci izoentropické expanze

$$T_{2izST} = \frac{T_{1ST}}{(\varepsilon)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (24)$$

$$T_{2izST} = \frac{1183,15}{(9,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$T_{2izST} = 625,65 \text{ [K]}$$

$$t_{2izST} = 352,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_{2izST} = a_{vz} \cdot t_{2izST} + b_{vz} \cdot t_{2izST}^2 \quad (25)$$

$$h_{2izST} = 1,290 \cdot 352,5 + 0,0001146 \cdot 352,5^2$$

$$h_{2izST} = 468,58 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$$

$$\eta_{td-vnST} = \frac{h_{1ST} - h'_{2ST}}{h_{1ST} - h_{2izST}} \Rightarrow h'_{2ST} = h_{1ST} - (h_{1ST} - h_{2izST}) \cdot \eta_{td-vnST} \quad (26)$$

$$h'_{2ST} = 1268,8 - 0,8 \cdot (1268,8 - 468,58)$$

$$h'_{2ST} = \mathbf{628,63} [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h'_{2ST} = a_{vz} \cdot t'_2 + b_{vz} \cdot t'_2 \Rightarrow t'_{2ST} \quad (27)$$

$$t'_{2ST} = \frac{-1,290 \pm \sqrt{1,290^2 + 4 \cdot 0,0001146 \cdot 628,63}}{2 \cdot 0,0001146}$$

$$t'_{2ST} = \mathbf{468} [^{\circ}C]$$

Měrná vnitřní práce spalovací turbíny

$$a_{vnST} = h_{1ST} - h'_{2ST} \quad (28)$$

$$a_{vnST} = 1268,8 - 628,63$$

$$a_{vnST} = \mathbf{640,17} [kJ \cdot m^{-3}]$$

Spotřeba plynu

$$V_{pl} = \frac{P_{pl}}{Q_i} \quad (29)$$

$$V_{pl} = \frac{2000}{13500}$$

$$V_{pl} = \mathbf{0,148} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Celkové množství stlačeného vzduchu

$$V_{vzd} = V_{pl} \cdot n \cdot V_{vzd-min} \quad (30)$$

$$V_{vzd} = 0,148 \cdot 3,4 \cdot 4,81$$

$$V_{vzd} = \mathbf{2,42} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Vnitřní příkon vzduchového kompresoru

$$P_{vnK} = V_{vzd} \cdot a_{vnK} \quad (31)$$

$$P_{vnK} = 2,42 \cdot 424,56$$

$$P_{vnK} = \mathbf{1027,44} [kW]$$

Celkové množství spalin, které expandují ve spalovací turbíně

$$V_{sp_{ST}} = [V_{sp-min} + (n - 1) \cdot V_{vz-min}] \cdot V_{pl} \quad (32)$$

$$V_{sp_{ST}} = [4,63 + (3,4 - 1) \cdot 4,81] \cdot 0,148$$

$$V_{sp_{ST}} = 2,39 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Vnitřní výkon spalovací turbíny

$$P_{vnST} = V_{sp} \cdot a_{vnST} \quad (33)$$

$$P_{vnST} = 2,39 \cdot 640,17$$

$$P_{vnST} = 1530 [kW]$$

Výkon elektrického generátoru

$$P_g = (P_{vnST} - P_{vnK}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (34)$$

$$P_g = (1530 - 1004) \cdot 0,95 \cdot 0,96$$

$$P_g = 458,33 [kW]$$

Příkon plynového kompresoru

$$P_{elPK} = V_{pl} \cdot a_{vnPK} \cdot \frac{1}{\eta_{izPK} \cdot \eta_{el}} \quad (35)$$

$$P_{elPK} = 0,148 \cdot 414,83 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 0,95}$$

$$P_{elPK} = 71,8 [kW]$$

Elektrický výkon dodaný do sítě

$$P_d = P_g - P_{el} \quad (36)$$

$$P_d = 458,33 - 71,8$$

$$P_d = 386,53 [kW]$$

Účinnost celého agregátu

$$\eta = \frac{P_d}{V_{pl} \cdot Q_i} \cdot 100 \quad (37)$$

$$\eta = \frac{386,53}{0,148 \cdot 13500} \cdot 100$$

$$\eta = 19,4 [\%]$$

6.4 Výpočet spalínového kotle

Tepelný příkon kotle ve spalínách

$$P_k = V_{pl} \cdot [V_{sp-min} + (n - 1) \cdot V_{vzd-min}] \cdot h'_{2ST} \quad (38)$$

$$P_k = 0,148 \cdot [4,63 + (3,4 - 1) \cdot 4,81] \cdot 628,63$$

$$P_k = 1505 \text{ [kW]}$$

Tepelný výkon v odcházejících spalínách z kotle

$$h_{sp} = \frac{(1,2706 + 1,7631 \cdot n) \cdot t_5 + (2,6007 + 1,9783 \cdot n) \cdot 10^{-4} \cdot t_5^2}{0,73 + 1,42 \cdot n} \quad (39)$$

$$h_{sp} = \frac{(1,2706 + 1,7631 \cdot 3,4) \cdot 200 + (2,6007 + 1,9783 \cdot 3,4) \cdot 10^{-4} \cdot 200^2}{0,73 + 1,42 \cdot 3,4}$$

$$h_{sp} = 268,14 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$$

$$P_3 = V_{pl} \cdot [V_{sp-min} + (n - 1) \cdot V_{vzd-min}] \cdot h_{sp} \quad (40)$$

$$P_3 = 0,148 \cdot [4,63 + (3,4 - 1) \cdot 4,81] \cdot 268,14$$

$$P_3 = 642 \text{ [kW]}$$

Ztráta vzniklá vedením tepla z kotle do okolí

$$P_{zs} = P_k \cdot \zeta_{zs} \quad (41)$$

$$P_{zs} = 1505 \cdot 0,011$$

$$P_{zs} = 16,6 \text{ [kW]}$$

Tepelný výkon kotle

$$P_t = P_k - P_3 - P_{zs} \quad (42)$$

$$P_t = 1505 - 642 - 16,6$$

$$P_t = 846,4 \text{ [kW]}$$

Množství vyrobené páry

$$P_t = m_p \cdot (h_p \cdot h_{NV}) \Rightarrow m_p = \frac{P_t}{(h_p \cdot h_{NV})} \quad (43)$$

$$m_p = \frac{846,4}{(3035 - 437)}$$

$$m_p = 0,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Účinnost spalínového kotle

$$\eta_k = \frac{P_t}{P_k} \cdot 100 \quad (44)$$

$$\eta_k = \frac{846,4}{1505} \cdot 100$$

$$\eta_k = 56,2 \text{ [\%]}$$

Celková účinnost kombinované výroby elektrické energie a tepla

$$\eta_c = \frac{P_d + P_t}{V_{pl} \cdot Q_i} \cdot 100 \quad (45)$$

$$\eta_c = \frac{386,53 + 846,4}{0,148 \cdot 13500} \cdot 100$$

$$\eta_c = 61,7 \text{ [\%]}$$

Modul teplárenské výroby

$$e = \frac{P_d}{P_t} \cdot 100 \quad (46)$$

$$e = \frac{386,53}{846,4} \cdot 100$$

$$e = 45,7 \text{ [\%]}$$

7 Parametry spalínového kotle

Výpočet spalínového kotle je proveden z uvedených a vypočtených parametrů v Tabulce 11. Fyzikální vlastnosti medií (páry, vody a spalín) byly počítány podle náhradních funkcí a jsou uvedeny v Tabulce 13.

Parametry kotle			
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý tlak přehřáté páry	p_p	1,6	MPa
Teplota přehřáté páry	t_p	300	°C
Teplota napájecí vody	t_{nv}	105	°C
Teplota spalín za kotlem	t_5	200	°C
Průměr trubek teplosměnných ploch	d_v/d_{vn}	26/32	mm
Rozteč trubek			
pro přehříváč páry	$s_{1-př}$	95	mm
pro výparník	s_{1-v}	85	mm
pro ekonomizér	s_{1-e}	130	mm
pro všechny teplosměnné plochy	s_2	65	mm
Stanovené veličiny z bodu 6			
Tepelný výkon kotle	P_t	846,4	kW
Množství vyrobené páry	m_p	0,33	kg·s ⁻¹
Účinnost kotle	η_k	56,2	%
Tepelný příkon kotle	P_k	1505	kW
Celkové množství spalín, které expandují ve spalovací turbíně	V_{spST}	2,39	m ³ ·s ⁻¹
Teplota na konci expanze	t'_{2st}	468	°C

Tab. 11 Vstupní parametry pro výpočet 2

Zvoleno			
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Ztráta sáláním do okolí ve přehříváku	$\zeta_{as-př}$	0,001	-
Ztráta sáláním do okolí ve výparníku	ζ_{as-v}	0,008	-
Ztráta sáláním do okolí v ekonomizéru	ζ_{as-e}	0,002	-
Pomocný koeficient pro přestup tepla konvekcí	c_t	1	-
Pomocný koeficient pro přestup tepla konvekcí	c_d	0,96	-
Pomocný koeficient pro přestup tepla konvekcí	c_l	0,95	-
Pomocný koeficient pro přestup tepla konvekcí	c_z	0,011	-
Součinitel teplosměnných ploch	ε	0,002	-

Tab. 12 Zvolené parametry 2

Teploty a entalpie teplotnosného média

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie přehřáté páry			
Teplota	t_p	300	$^{\circ}\text{C}$
Tlak	p_p	1,6	MPa
Entalpie	h_p	3035	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Entalpie napájecí vody			
Teplota	t_{nv}	105	$^{\circ}\text{C}$
Tlak	p_{nv}	1,6	MPa
Entalpie	h_{nv}	441,3	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Entalpie syté páry a syté kapaliny			
Teplota	t_s	201,36	$^{\circ}\text{C}$
Tlak	p_s	1,6	MPa
Entalpie	h_s''	2793	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
	h_s'	858,3	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

Tab. 13 Teploty, tlaky a entalpie teplotnosného média

7.1 Výpočet

Tepelný výkon přehříváku

$$P_{př} = m_p \cdot (h_p - h_s'') \quad (47)$$

$$P_{př} = 0,33 \cdot (3035 - 2793)$$

$$P_{př} = 79,86 \text{ [kW]}$$

Tepelný výkon výparníku

$$P_v = m_p \cdot (h_s'' - h_s') \quad (48)$$

$$P_v = 0,33 \cdot (2793 - 858,3)$$

$$P_v = 638,45 \text{ [kW]}$$

Tepelný výkon ekonomizéru

$$P_e = m_p \cdot (h_s' - h_{nv}) \quad (49)$$

$$P_e = 0,33 \cdot (858,3 - 441,3)$$

$$P_e = 137,61 \text{ [kW]}$$

Ztráta sáláním do okolí ve přehříváku

$$P_{z-př} = \xi_{as-př} \cdot P_k \quad (50)$$

$$P_{z-př} = 0,001 \cdot 1505$$

$$P_{z-př} = 1,505 \text{ [kW]}$$

Ztráta sáláním do okolí ve výparníku

$$P_{z-v} = \xi_{as-v} \cdot P_k \quad (51)$$

$$P_{z-v} = 0,008 \cdot 1505$$

$$P_{z-v} = 12,04 [kW]$$

Ztráta sáláním do okolí v ekonomizéru

$$P_{z-e} = \xi_{as-e} \cdot P_k \quad (52)$$

$$P_{z-e} = 0,002 \cdot 1505$$

$$P_{z-e} = 3,01 [kW]$$

Teplo ve spalínách za jednotlivými teplosměnnými plochami v kotli

$$Q_{sp-př} = P_{SPza-př} = P_k - P_{př} - P_{z-př} \quad (53)$$

$$P_{SPza-př} = 1505 - 79,86 - 1,505$$

$$P_{SPza-př} = 1423,64 [kW]$$

$$Q_{sp-v} = P_{SPza-v} = P_{SPza-př} - P_v - P_{z-v} \quad (54)$$

$$P_{SPza-v} = 1423,64 - 638,45 - 12,04$$

$$P_{SPza-v} = 773,15 [kW]$$

$$Q_{sp-e} = P_{SPza-e} = P_{SPza-v} - P_e - P_{z-e} \quad (55)$$

$$P_{SPza-e} = 773,15 - 137,61 - 3,01$$

$$P_{SPza-e} = 632,53 [kW]$$

Entalpie spalin za jednotlivými teplosměnnými plochami v kotli

$$h_{sp-př} = \frac{P_{SPza-př}}{V_{spST}} \quad (56)$$

$$h_{sp-př} = \frac{1423,64}{2,39}$$

$$h_{sp-př} = 595,67 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h_{sp-v} = \frac{P_{SPza-v}}{V_{spST}} \quad (57)$$

$$h_{sp-v} = \frac{773,15}{2,39}$$

$$h_{sp-v} = 323,5 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$h_{sp-e} = \frac{P_{SPza-e}}{V_{spST}} \quad (58)$$

$$h_{sp-e} = \frac{632,53}{2,39}$$

$$h_{sp-e} = 264,66 [kJ \cdot m^{-3}]$$

Teplota spalin za jednotlivými teplosměnnými plochami kotle

$$t_{sp-př} = \frac{-1,290 + \sqrt{1,290^2 + 4 \cdot 0,0001146 \cdot 595,67}}{2 \cdot 0,0001146} \quad (59)$$

$$t_{sp-př} = 444,23 [^{\circ}C]$$

$$t_{sp-v} = \frac{-1,290 + \sqrt{1,290^2 + 4 \cdot 0,0001146 \cdot 323,5}}{2 \cdot 0,0001146} \quad (60)$$

$$t_{sp-v} = 245,42 [^{\circ}C]$$

$$t_{sp-e} = \frac{-1,290 + \sqrt{1,290^2 + 4 \cdot 0,0001146 \cdot 264,66}}{2 \cdot 0,0001146} \quad (61)$$

$$t_{sp-e} = 201,55 [^{\circ}C]$$

7.2 Výpočet přehříváče páry

Skutečné množství spalin za turbínou

$$V'_{sp} = V_{spST} \cdot \frac{T_{2-st}}{T_n} \quad (62)$$

$$V'_{sp} = 2,39 \cdot \frac{468 + 273,15}{273,15}$$

$$V'_{sp} = 6,49 m^3 \cdot s^{-1}$$

Průřez kanálu spalínového kotle

$$S = \frac{V'_{sp}}{c_{sp}} = a^2 \Rightarrow a = \sqrt{\frac{V'_{sp}}{c_{sp}}} \quad (63)$$

$$a = \sqrt{\frac{6,49}{15}}$$

$$a = 0,658 [m]$$

Počet trubek v řadě

$$i'_{př} = \frac{a}{s_{1-př}} \quad (64)$$

$$i'_{př} = \frac{0,658}{0,095}$$

$$i'_{př} = 6,92 \cong 7$$

Skutečný horizontální rozestup

$$s_{1sk-př} = \frac{a}{i'_{př}} \quad (65)$$

$$s_{1sk-př} = \frac{0,658}{7}$$

$$s_{1sk-př} = 0,094 \text{ [m]}$$

Poměrný horizontální rozestup

$$\sigma_{p-h} = \frac{s_{1sk-př}}{d_{vn}} \quad (66)$$

$$\sigma_{p-h} = \frac{0,094}{0,032}$$

$$\sigma_{p-h} = 2,94 [-]$$

Poměrný vertikální rozestup

$$\sigma_{p-v} = \frac{s_2}{d_{vn}} \quad (67)$$

$$\sigma_{p-v} = \frac{0,065}{0,032}$$

$$\sigma_{p-v} = 2,03 [-]$$

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{p-h}^2 + \sigma_{p-v}^2} \quad (68)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,94^2 + 2,03^2}$$

$$\sigma_u = 2,51 [-]$$

Střední logaritmický spád teplot

$$\Delta t_1 = t_{sp-př} - t_s \quad (69)$$

$$\Delta t_1 = 444,23 - 201,36$$

$$\Delta t_1 = \mathbf{242,87} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_2 = t'_{2-st} - t_p \quad (70)$$

$$\Delta t_2 = 468 - 300$$

$$\Delta t_2 = \mathbf{168} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (71)$$

$$\Delta t_s = \frac{242,87 - 168}{\ln \frac{242,87}{168}}$$

$$\Delta t_s = \mathbf{203,14} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

7.2.1 Přestup tepla na straně páry**Střední teplota páry**

$$t_{stř} = \frac{t_p + t_s}{2} \quad (72)$$

$$t_{stř} = \frac{300 + 203,14}{2}$$

$$t_{stř} = \mathbf{251,6} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Dynamická viskozita páry

$$\eta = \mathbf{179,94 \cdot 10^{-7}} \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (73)$$

Tepelná vodivost páry

$$\lambda = \mathbf{4,75 \cdot 10^{-2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (74)$$

Měrná tepelná kapacita páry

$$c_p = \mathbf{2,71 \cdot 10^3} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (75)$$

Hustota páry

$$p = 4,69 \text{ [MPa]}, t = 260 \text{ [}^\circ\text{C]} \Rightarrow \rho_p = \mathbf{7,821} \text{ [kg} \cdot \text{m}^3] \quad (76)$$

Rychlost páry v trubkách

$$w_{p-př} = \frac{4 \cdot m_p}{i_{př} \cdot \pi \cdot d_v^2 \cdot \rho_p} \quad (77)$$

$$w_{p-př} = \frac{4 \cdot 0,33}{7 \cdot \pi \cdot 0,026^2 \cdot 7,821}$$

$$\mathbf{w_{p-př} = 11,35 [m \cdot s^{-1}]}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{p-př} \cdot d_v \cdot \rho}{\eta} \quad (78)$$

$$Re = \frac{11,35 \cdot 0,026 \cdot 7,821}{179,94 \cdot 10^{-7}}$$

$$\mathbf{Re = 128263,7 [-]}$$

Prantlovo číslo

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (79)$$

$$Pr = \frac{179,94 \cdot 10^{-7} \cdot 2,71 \cdot 10^3}{4,75 \cdot 10^{-2}}$$

$$\mathbf{Pr = 1,03 [-]}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_d \cdot c_l \quad (80)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{4,75 \cdot 10^{-2}}{0,026} \cdot 128263,7^{0,8} \cdot 1,03^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\mathbf{\alpha_2 = 518,8 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]}$$

7.2.2 Přestup tepla na straně spalin**Střední teplota spalin**

$$t_{stř} = \frac{t_{1-st} + t_{sp-př}}{2} \quad (81)$$

$$t_{stř} = \frac{468 + 444,23}{2}$$

$$\mathbf{t_{stř} = 456,12 [^{\circ}C]}$$

Skutečné množství spalin

$$V_{sp} = V_{sp_{ST}} \cdot \frac{T_{str}}{T_N} \quad (82)$$

$$V_{sp} = 2,39 \cdot \frac{456,12 + 273,15}{273,15}$$

$$V_{sp} = \mathbf{6,38} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp}}{S_{pr}} = \frac{V_{sp}}{a^2 - i_{pr}' \cdot d_{vn} \cdot a} \quad (83)$$

$$w_{sp} = \frac{6,38}{0,658^2 - 7 \cdot 0,032 \cdot 0,658}$$

$$w_{sp} = \mathbf{22,34} [m \cdot s^{-1}]$$

Entalpie spalin

$$h_{sp} = 1,290 \cdot t + 0,0001146 \cdot t^2 \quad (84)$$

$$h_{sp} = 1,290 \cdot 456,12 + 0,0001146 \cdot 456,12^2$$

$$h_{sp} = \mathbf{612,24} [kJ \cdot m^3]$$

Měrná tepelná kapacita spalin

$$c_{psp} = \frac{h_{sp}}{t_{stř}} \quad (85)$$

$$c_{psp} = \frac{612,24}{456,12}$$

$$c_{psp} = \mathbf{1,34} [kJ \cdot m^3 \cdot K^{-1}]$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu = \mathbf{66,02 \cdot 10^{-6}} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (86)$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = \mathbf{6,15 \cdot 10^{-2}} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (87)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_{vn}}{\nu} \quad (88)$$

$$Re = \frac{22,34 \cdot 0,032}{66,02 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = \mathbf{10828,23} [-]$$

Prandtlovo číslo

$$Pr = 0,635 [-] \quad (89)$$

Poměrný příčný rozestup

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_{p-h}^{-1}}{\sigma_u^{-1}} \quad (90)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{2,94 - 1}{2,51 - 1}$$

$$\varphi_{\sigma} = 1,285 [-]$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5} \quad (91)$$

$$c_s = 0,34 \cdot 1,285^{0,5}$$

$$c_s = 0,385 [-]$$

$$c_z = 1 [-] \quad (92)$$

$$\alpha_k = \frac{\lambda_{456,12}}{d_{vn}} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot c_s \cdot c_z \quad (93)$$

$$\alpha_k = \frac{6,15 \cdot 10^{-2}}{0,032} \cdot 10828,23^{0,6} \cdot 0,635^{0,33} \cdot 0,385 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 167,82 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

V mém případě je hodnota tohoto součinitele zanedbatelná. Důvodem je nižší teplota spalin.

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_K = 167,82 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (94)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \alpha_1} \quad (95)$$

$$k = \frac{167,82}{1 + \left(0,002 + \frac{1}{518,88}\right) \cdot 167,82}$$

$$k = 101,15 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Plocha přehříváku

$$S_{př} = \frac{P_{př}}{k \cdot \Delta t_s} \quad (96)$$

$$S_{př} = \frac{79,86 \cdot 10^3}{101,15 \cdot 203,14}$$

$$S_{př} = 3,89 [m^2]$$

Plocha trubky

$$S_{tr} = \pi \cdot d_{vn} \cdot a \quad (97)$$

$$S_{tr} = \pi \cdot 0,032 \cdot 0,658$$

$$S_{tr} = 0,066 [m^2]$$

Celkový počet trubek

$$i_{tr-př} = \frac{S_{př}}{S_{tr}} \quad (98)$$

$$i_{tr-př} = \frac{3,89}{0,066}$$

$$i_{tr-př} = 58,93 \cong 59 [-]$$

Počet řad

$$z = \frac{i_{tr-př}}{i'} \quad (99)$$

$$z = \frac{59}{7}$$

$$z = 8,43 \cong 9 [-]$$

7.3 Výpočet výparníků**Počet trubek v řadě**

$$i'_v = \frac{a}{s_{1-v}} \quad (100)$$

$$i'_v = \frac{0,658}{0,085}$$

$$i'_v = 7,74 \cong 8 [-]$$

Skutečný horizontální rozestup

$$s_{1-v,sk} = \frac{a}{i_v'} \quad (101)$$

$$s_{1-v,sk} = \frac{0,658}{8}$$

$$s_{1-v,sk} = \mathbf{0,082} \text{ [m]}$$

Poměrný horizontální rozestup

$$\sigma_{p-h} = \frac{s_{1-v,sk}}{d_{vn}} \quad (102)$$

$$\sigma_{p-h} = \frac{0,082}{0,032}$$

$$\sigma_{p-h} = \mathbf{2,56} \text{ [-]}$$

Poměrný vertikální rozestup

$$\sigma_{p-v} = \frac{s_z}{d_{vn}} \quad (103)$$

$$\sigma_{p-v} = \frac{0,065}{0,032}$$

$$\sigma_{p-v} = \mathbf{2,031} \text{ [-]}$$

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{p-h}^2 + \sigma_{p-v}^2} \quad (104)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,56^2 + 2,031^2}$$

$$\sigma_u = \mathbf{2,4} \text{ [-]}$$

Poměrný příčný rozestup

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{p-h}^{-1}}{\sigma_u^{-1}} \quad (105)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{2,56 - 1}{2,4 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = \mathbf{1,11} \text{ [-]}$$

Střední logaritmický spád teplot

$$\Delta t_1 = t_{sp-v} - t_s \quad (106)$$

$$\Delta t_1 = 245,42 - 201,36$$

$$\Delta t_1 = \mathbf{44,06} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp-př} - t_s \quad (107)$$

$$\Delta t_2 = 444,23 - 201,36$$

$$\Delta t_2 = \mathbf{242,87} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (108)$$

$$\Delta t_s = \frac{242,87 - 44,06}{\ln \frac{242,87}{44,06}}$$

$$\Delta t_s = \mathbf{116,47} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

7.3.1 Přestup tepla na straně parovodní směsi

U výparníku lze velikost součinitele přestupu tepla konvekcí na straně parovodní směsi zanedbat.

7.3.2 Přestup tepla na straně spalin**Střední teplota spalin**

$$t_{stř} = \frac{t_{sp-v} + t_{sp-př}}{2} \quad (109)$$

$$t_{stř} = \frac{245,42 + 444,23}{2}$$

$$t_{stř} = \mathbf{344,83} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Skutečné množství spalin

$$V_{sp} = V_{spn} \cdot \frac{T_{str}}{T_N} \quad (110)$$

$$V_{sp} = 2,39 \cdot \frac{344,83 + 273,15}{273,15}$$

$$V_{sp} = \mathbf{5,41} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp}}{S_{pr}} = \frac{V_{sp}}{a^2 - i_v' \cdot d_{vn} \cdot a} \quad (111)$$

$$w_{sp} = \frac{5,41}{0,658^2 - 8 \cdot 0,032 \cdot 0,658}$$

$$w_{sp} = 20,45 [m \cdot s^{-1}]$$

Entalpie spalin

$$h_{sp} = a \cdot t + b \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad (112)$$

$$h_{sp} = 1,290 \cdot 344,83 + 0,0001146 \cdot 344,83^2$$

$$h_{sp} = 458,46 [kJ \cdot m^3]$$

Měrná tepelná kapacita spalin

$$c_{psp} = \frac{h_{sp}}{t_{stř}} \quad (113)$$

$$c_{psp} = \frac{458,46}{344,83}$$

$$c_{psp} = 1,33 [kJ \cdot m^3 \cdot K^{-1}]$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = 5,24 \cdot 10^{-2} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (114)$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 50,5 \cdot 10^{-6} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (115)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_{vn}}{\nu} \quad (116)$$

$$Re = \frac{20,45 \cdot 0,032}{50,5 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 12958,41 [-]$$

Prandtlovo číslo

$$Pr = 0,645 [-] \quad (117)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} \quad (118)$$

$$c_s = 0,34 \cdot 1,11^{0,5}$$

$$c_s = \mathbf{0,358} [-]$$

$$c_z = \mathbf{1} [-] \quad (119)$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{d_{vn}} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot c_s \cdot c_z \quad (120)$$

$$\alpha_1 = \frac{5,24 \cdot 10^{-2}}{0,032} \cdot 12958,41^{0,6} \cdot 0,645^{0,33} \cdot 0,358 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = \mathbf{148,85} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (121)$$

$$k = \frac{148,85}{1 + 0,002 \cdot 148,85}$$

$$k = \mathbf{114,7} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Plocha výparníku

$$S_v = \frac{P_v}{k \cdot \Delta t_s} \quad (122)$$

$$S_v = \frac{638,45 \cdot 10^3}{114,7 \cdot 116,47}$$

$$S_v = \mathbf{47,79} [m^2]$$

Celkový počet trubek

$$i_{tr-v} = \frac{S_v}{S_{tr}} \quad (123)$$

$$i_{tr-v} = \frac{47,79}{0,066}$$

$$i_{tr-v} = \mathbf{724,1 \cong 725} [-]$$

Počet řad

$$z = \frac{i_{tr-v}}{i'} \quad (124)$$

$$z = \frac{725}{8}$$

$$z = 90,6 \cong 91 [-]$$

7.4 Výpočet ekonomizéru**Počet trubek v řadě**

$$i'_e = \frac{a}{s_{1-e}} \quad (125)$$

$$i'_e = \frac{0,658}{0,130}$$

$$i'_e = 5,06 \cong 6 [-]$$

Skutečný horizontální rozstup

$$s_{1-e,sk} = \frac{a}{i'_v} \quad (126)$$

$$s_{1-e,sk} = \frac{0,658}{6}$$

$$s_{1-e,sk} = 0,111 [m]$$

Poměrný horizontální rozstup

$$\sigma_{p-h} = \frac{s_{1-e,sk}}{d_{vn}} \quad (127)$$

$$\sigma_{p-h} = \frac{0,111}{0,032}$$

$$\sigma_{p-h} = 3,47 [-]$$

Poměrný vertikální rozstup

$$\sigma_{p-v} = \frac{s_2}{d_{vn}} \quad (128)$$

$$\sigma_{p-v} = \frac{0,065}{0,032}$$

$$\sigma_{p-v} = 2,031 [-]$$

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{p-h}^2 + \sigma_{p-v}^2} \quad (129)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 3,47^2 + 2,031^2}$$

$$\sigma_u = 3,52 [-]$$

Poměrný příčný rozestup

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{p-h}^{-1}}{\sigma_u^{-1}} \quad (130)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{3,47 - 1}{3,52 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = 0,98 [-]$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp-e} - t_{nv} \quad (131)$$

$$\Delta t_1 = 201,55 - 105$$

$$\Delta t_1 = 96,55 [^\circ C]$$

$$\Delta t_2 = t_{sp-v} - t_{nv} \quad (132)$$

$$\Delta t_2 = 245,42 - 105$$

$$\Delta t_2 = 140,42 [^\circ C]$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (133)$$

$$\Delta t_s = \frac{140,42 - 96,55}{\ln \frac{140,42}{96,55}}$$

$$\Delta t_s = 117,12 [^\circ C]$$

7.4.1 Přestup tepla na straně spalin**Střední teplota spalin v ekonomizéru**

$$t_{stř} = \frac{t_{sp-v} + t_{sp-e}}{2} \quad (134)$$

$$t_{stř} = \frac{245,42 + 201,55}{2}$$

$$t_{stř} = 223,49 [^\circ C]$$

Skutečné množství spalin

$$V_{sp} = V_{spST} \cdot \frac{T_{str}}{T_N} \quad (135)$$

$$V_{sp} = 2,39 \cdot \frac{223,49 + 275,15}{275,15}$$

$$V_{sp} = 4,35 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp}}{S_{pr}} = \frac{V_{sp}}{a^2 \cdot i_e' \cdot d_{vn} \cdot a} \quad (136)$$

$$w_{sp} = \frac{4,35}{0,658^2 - 6 \cdot 0,032 \cdot 0,658}$$

$$w_{sp} = 14,19 [m \cdot s^{-1}]$$

Entalpie spalin

$$h_{sp} = a \cdot t + b \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad (137)$$

$$h_{sp} = 1,290 \cdot 223,49 + 0,0001146 \cdot 223,49^2$$

$$h_{sp} = 294,03 [kJ \cdot m^3]$$

Měrná tepelná kapacita spalin

$$c_{psp} = \frac{h_{sp}}{t_{stř}} \quad (138)$$

$$c_{psp} = \frac{294,03}{223,49}$$

$$c_{psp} = 1,32 [kJ \cdot m^3 \cdot K^{-1}]$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu = 34,68 \cdot 10^{-6} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (139)$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = 4,22 \cdot 10^{-2} [W \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}] \quad (140)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_{vn}}{\nu} \quad (141)$$

$$Re = \frac{14,19 \cdot 0,032}{34,68 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 13093,42 [-]$$

Prantlovo číslo

$$Pr = 0,655 [-] \quad (142)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} \quad (143)$$

$$c_s = 0,34 \cdot 0,98^{0,5}$$

$$c_s = 0,337 [-]$$

$$c_z = 1 [-] \quad (144)$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{d_{vn}} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot c_s \cdot c_z \quad (145)$$

$$\alpha_1 = \frac{4,22 \cdot 10^{-2}}{0,032} \cdot 13093,42^{0,6} \cdot 0,655^{0,33} \cdot 0,337 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 114,13 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (146)$$

$$k = \frac{114,13}{1 + 0,002 \cdot 114,13}$$

$$k = 92,92 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Plocha ekonomizéru

$$S_e = \frac{P_e}{k \cdot \Delta t_s} \quad (147)$$

$$S_e = \frac{137,61 \cdot 10^3}{92,92 \cdot 117,12}$$

$$S_e = 12,64 [m^2]$$

Celkový počet trubek

$$i_{tr-e} = \frac{S_e}{S_{tr}} \quad (148)$$

$$i_{tr-e} = \frac{12,64}{0,066}$$

$$i_{tr-e} = 191,52 \cong 192 [-]$$

Počet řad

$$z = \frac{i_{tr-e}}{i_e} \quad (149)$$

$$z = \frac{192}{6}$$

$$z = 32 [-]$$

8 Závěr

Bakalářská práce se zabývá návrhem parametrů kogenerační jednotky se spalovací turbínou a kotlem na odpadní teplo. Vstupním palivem je směs degazačního, koksárenského a zemního plynu o výhřevnosti $13\,500\text{ kJ}\cdot\text{m}^3$ a celkovém tepelném příkonu 1,8 MW.

V teoretické části bakalářské práce byl vysvětlen pojem kogenerace a její princip výroby elektrické a tepelné energie. Dále byl uvedeno rozdělení kogeneračních jednotek podle typu poháněné jednotky a u jednotlivých typů byly shrnuty jejich výhody a nevýhody. V dalším bodě se práce zaměřovala na paliva, která mohou být použita pro kogenerační jednotky. Posledním bod teoretické části uvádí oblasti, ve kterých se mohou využít kogenerační jednotky.

Praktická část bakalářské práce je rozdělena do dvou podčástí, a to návrhu parametrů kogenerační jednotky a návrhu parametrů spalínového kotle. V první části byl na základě zadaných hodnot proveden podrobný výpočet vzduchového a plynového kompresoru, spalovací turbíny, tepelného výkonu kotle a účinnosti této jednotky. Spalovací turbína má výkon 1530 kW. Z tohoto výkonu spotřebuje vzduchový kompresor 1027 kW a plynový kompresor 72 kW. Při zahrnutí účinnosti agregátu a generátoru je dodávka elektřiny do sítě ve výši 387 kW. Tepelný výkon kotle je 846 kW. Z toho vyplývá, že navržená kogenerační jednotka má celkovou účinnost využití energie obsažené v palivu 61,7 %. Účinnost výroby tepla je 36,4 % a účinnost výroby elektřiny je 25,3 %. Myslím si, že by měla být vyšší účinnost a tím pádem se tato navrhovaná kogenerační jednotka nevyplatí stavět. V druhé části na základě zadaných hodnot a vypočtených hodnot z první části by proveden výpočet přehřívače páry, výparníku a ekonomizéru. Přehřívač páry má velikost teplosměnné plochy $3,89\text{ m}^2$ a při ploše jedné trubky $0,066\text{ m}^2$ má přehřívač páry 59 trubek uspořádaných v 9 řadách a v jedné řadě jich je 7. Výparník má velikost teplosměnné plochy $47,79\text{ m}^2$ a při ploše jedné trubky $0,066\text{ m}^2$ má výparník 725 trubek uspořádaných v 91 řadách a v jedné řadě jich je 8. Ekonomizér má velikost teplosměnné plochy $12,64\text{ m}^2$ a při ploše jedné trubky $0,066\text{ m}^2$ má přehřívač páry 192 trubek uspořádaných v 32 řadách a v jedné řadě jich je 6.

Seznam použité literatury

Tištěné zdroje

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky - zřizování a provoz*. Praha: GAS, 2007. GAS. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [2] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.
- [4] ŠUROVSKÝ, Jan. *Spalovací turbíny*. Česko: J. Šurovský, 2013. ISBN 9788026041061.
- [5] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.
- [6] KYSELA, Ladislav. *Využití druhotných zdrojů energie*. Ostrava: VŠB – TUO, 2001, Poznámky k přednáškám.

Elektronické zdroje

- [7] EkoWATT. *Kogenerace* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <<https://ekowatt.cz/uspory/kogenerace.shtml>>.
- [8] CYRRUSADVISORY, *Typy kogeneračních zařízení a jejich použití* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <<http://www.dotacni.info/typy-kogeneracnich-zarizeni-a-jejich-pouziti/>>.
- [9] VítejtenaZemi, *Elektrická energie* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=elektricka_energie&site=energie>.
- [10] TZB-INFO, *Kogenerace* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <<http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace>>
- [11] TRANSFORMAČNÍ TECHNOLOGIE: *Tepelné oběhy a jejich realizace* [online]. [cit. 2017-15-06]. Dostupné z: <<http://www.transformacni-technologie.cz/06.html#menu>>.

Seznam obrázků, tabulek a grafů

Obrázky

Obr. 1 Základní schéma zapojení protitlakové parní turbíny	17
Obr. 2 Základní schéma zapojení kondenzační parní turbíny s odběrem páry	18
Obr. 3 Schéma uspořádání spalovací turbíny	19
Obr. 4 Blokové schéma kogenerační jednotky	20
Obr. 5 Zapojení paroplynového kogenerační zdroje se spalovací turbínou	21
Obr. 6 Zapojení paroplynového kogenerační zdroje se spalovacím motorem	21
Obr. 7 Princip práce Stirlingova motoru	22
Obr. 8 Schéma kogenerační jednotky s mikroturbínou	23
Obr. 9 Schéma zařízení pro kogenerační využití palivových článků	24
Obr. 10 Schéma zařízení	31
Obr. 11 Schéma spalovací komory	35

Tabulky

Tab. 1 Výhody a nevýhody parní turbíny	18
Tab. 2 Výhody a nevýhody spalovací turbíny	19
Tab. 3 Výhody a nevýhody spalovacího motoru	20
Tab. 4 Výhody a nevýhody paroplynového zařízení	21
Tab. 5 Výhody a nevýhody Stirlingova motoru	22
Tab. 6 Výhody a nevýhody kogenerační jednotky s mikroturbínou	23
Tab. 7 Výhody a nevýhody parního motoru	23
Tab. 8 Vstupní parametry pro výpočet 1	30
Tab. 9 Zvolené parametry 1	30
Tab. 10 Složení plynu	31
Tab. 11 Vstupní parametry pro výpočet 2	40
Tab. 12 Zvolené parametry 2	40
Tab. 13 Teploty, tlaky a entalpie teplotonosného média	41